

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2003-166469

(P2003-166469A)

(43) 公開日 平成15年6月13日 (2003. 6. 13)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

F 0 4 B 35/04  
35/00

識別記号

F I

F 0 4 B 35/04  
35/00

タームド (参考)

3 H 0 7 6

A

審査請求 未請求 請求項の数13 O L (全 15 頁)

(21) 出願番号 特願2001-364633 (P2001-364633)

(22) 出願日 平成13年11月29日 (2001. 11. 29)

(71) 出願人 000003218

株式会社豊田自動織機

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地

(72) 発明者 林 裕人

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会

社豊田自動織機内

(74) 代理人 100068755

弁理士 恩田 博宜 (外1名)

Fターム (参考) 3H076 AA06 BB38 BB40 BB41 CC07

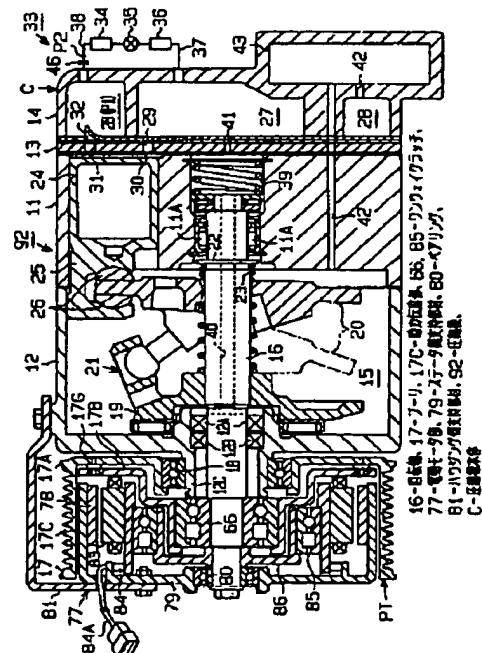
CC12 CC17 CC20 CC36

(54) 【発明の名称】 車両用回転機械

(57) 【要約】

【課題】 車両用回転機械本体に対して電動モータ部を組み付ける作業が簡単になるようにすることでコストダウンを図ることが可能であるとともに、回転軸の軸線方向についての小型化が容易な車両用回転機械を提供する。

【解決手段】 回転軸16には、車両エンジンとの間で動力伝達を行なうための動力伝達部17Cを外周部に備えたプーリ17が作動連結されている。電動モータ部77は、プーリ17及びワンウェイクラッチ66のハウジングに対する対向側とは反対側に設けられるとともに、その一部が動力伝達部17Cの内側に配設されている。電動モータ部77は、プーリ17及びワンウェイクラッチ66が圧縮機本体Cに組み付けられた状態で圧縮機本体Cに組み付け可能な構成とされている。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 車両用回転機械本体と、

前記車両用回転機械本体のハウジングに回転可能に支持されるとともに前記車両用回転機械本体の機構部を駆動する回転軸と、

前記回転軸に作動連結されるとともに、外部駆動源との間で動力伝達を行なうための動力伝達部を外周部に備えた回転体と、

前記回転体と前記回転軸との間の動力伝達経路上に配設された動力断接手段と、

前記回転軸を駆動するとともに、少なくとも一部が前記動力伝達部の内側に配設された電動モータ部とを備えるとともに、前記回転体及び前記動力断接手段が前記車両用回転機械本体に組み付けられた状態で、前記電動モータ部を前記車両用回転機械本体に組み付け可能な構成とした車両用回転機械。

【請求項 2】 前記電動モータ部は、前記回転体及び前記動力断接手段の前記ハウジングに対する対向側とは反対側から組み付け可能な構成とされている請求項 1 に記載の車両用回転機械。

【請求項 3】 前記電動モータ部のステータは、一端側が前記ハウジングに固定されるとともに前記回転体の外側を跨ぐようにして前記ステータ側に延設された支持部材によって支持されている請求項 2 に記載の車両用回転機械。

【請求項 4】 前記支持部材の他端側は、ベアリングを介して前記回転軸に支持されている請求項 3 に記載の車両用回転機械。

【請求項 5】 前記支持部材は、前記ハウジングに固定されるとともに前記回転体の外側を跨ぐように形成されたハウジング側支持部材と、該ハウジング側支持部材に対して着脱可能に固定されるとともに前記ステータ側に配設されたステータ側支持部材とを有している請求項 3 または 4 に記載の車両用回転機械。

【請求項 6】 前記支持部材は前記ハウジングに対してネジ固定されるとともに、前記支持部材には前記ネジ固定用のネジを挿通するための貫通孔が形成され、前記貫通孔は、前記回転軸の軸線方向に延びる長孔状に形成されている請求項 3 ～ 5 のいずれか一項に記載の車両用回転機械。

【請求項 7】 前記電動モータ部への給電経路となる電力ケーブルを、前記回転体及び前記動力断接手段の前記ハウジングに対する対向側とは反対側から引き出すようにした請求項 2 ～ 6 のいずれか一項に記載の車両用回転機械。

【請求項 8】 前記動力断接手段とは別の動力断接手段を、前記電動モータ部と前記回転軸との間の動力伝達経路上に設けた請求項 1 ～ 7 のいずれか一項に記載の車両用回転機械。

【請求項 9】 前記両動力断接手段の少なくとも一方

を、ワンウェイクラッチとした請求項 8 に記載の車両用回転機械。

【請求項 10】 前記回転体と前記回転軸との間の動力伝達経路上に、前記回転体と前記回転軸との間の伝達トルクが過大となった場合に前記動力伝達経路を遮断するための動力伝達遮断手段を設けた請求項 1 ～ 9 のいずれか一項に記載の車両用回転機械。

【請求項 11】 前記回転体と前記回転軸との間の動力伝達経路上に、緩衝部材を設けた請求項 1 ～ 10 のいずれか一項に記載の車両用回転機械。

【請求項 12】 前記機構部は、冷媒の圧縮を行う圧縮機構を有している請求項 1 ～ 11 のいずれか一項に記載の車両用回転機械。

【請求項 13】 前記圧縮機構は、前記回転軸の一回転あたりの冷媒吐出容量を変更可能で、かつ、前記冷媒吐出容量をほぼゼロとすることが可能な構成とされている請求項 12 に記載の車両用回転機械。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、機構部を駆動する回転軸に作動連結されるとともに外部駆動源との間で動力伝達を行なう回転体と、前記回転軸を駆動可能な電動モータ部とを備えた車両用回転機械に関するものである。

【0002】

【従来の技術】従来より、外部駆動源からの動力と、自身の備えた電動モータ部の動力とを選択的に利用することで、冷媒を圧縮するための圧縮機構（機構部）を駆動する構成の圧縮機（車両用回転機械）が知られている。この構成としては、例えば、特開 2001-140757 号公報や実開平 6-87678 号公報に開示されたものが挙げられる。

【0003】これらの構成では、前記圧縮機構を駆動するための回転軸（または駆動軸）が設けられた圧縮機本体（車両用回転機械本体）に対して、前記外部駆動源からの動力を前記回転軸に伝達するためのプーリ（回転体）と、前記回転軸を駆動するための電動モータ部とが組み付けられている。また、前記プーリと前記回転軸との間の動力伝達経路上には、動力断接手段（電磁クラッチやワンウェイ機構）が配設されている。

【0004】これにより、前記動力断接手段の動力断接状態の切り替わりに基づいて、前記外部駆動源からの動力と、前記電動モータ部の動力との選択的な利用による前記圧縮機構の駆動が可能になる。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、前述の両公報において開示された、前記電動モータ部の少なくとも一部が前記プーリの内側に配設された構成においては、前記プーリ及び前記動力断接手段が既に前記圧縮機本体に組み付けられた状態では、前記電動モータ部を前

配圧縮機本体に組み付けることが不可能な構成となっている。つまり、前記プーリ及び前記動力断接手段は組み付けられているが前記電動モータ部は組み付けられていない状態の圧縮機本体に対して、前記電動モータ部を組み付ける際には、前記プーリや前記動力断接手段等を前記圧縮機本体から一旦取り外す必要があり、作業が複雑である。

【0006】一方、実開平6-87678号公報において開示された、電動モータ部がプーリの密閉ケース（ハウジング）に対する対向側とは反対側に配設された構成では、前記プーリ及び前記動力断接手段が前記圧縮機本体に組み付けられた状態で前記電動モータ部を前記圧縮機本体に組み付け可能な構成となっている。しかしながら、この構成においては、前記電動モータ部の全体が、前記プーリに対して前記密閉ケースと反対側に張り出した状態で配設されており、前記回転軸の軸線方向への車両用回転機械の小型化に対する配慮がなされていない。

【0007】本発明の目的は、車両用回転機械本体に対して電動モータ部を組み付ける作業が簡単になるようにすることでコストダウンを図ることが可能であるとともに、回転軸の軸線方向についての小型化が容易な車両用回転機械を提供することにある。

【0008】

【課題を解決するための手段】上記の問題点を解決するために、請求項1に記載の発明では、車両用回転機械は、車両用回転機械本体と、前記車両用回転機械本体のハウジングに回転可能に支持されるとともに前記車両用回転機械本体の機構部を駆動する回転軸とを備えている。また、前記車両用回転機械は、前記回転軸に作動連結されるとともに、外部駆動源との間で動力伝達を行なうための動力伝達部を外周部に備えた回転体を備えている。さらに、前記車両用回転機械は、前記回転体と前記回転軸との間の動力伝達経路上に配設された動力断接手段を備えている。そして、前記車両用回転機械は、前記回転軸を駆動する電動モータ部を備えている。前記電動モータ部は、少なくとも一部が前記動力伝達部の内側に配設されている。前記車両用回転機械は、前記回転体及び前記動力断接手段が前記車両用回転機械本体に組み付けられた状態で、前記電動モータ部を前記車両用回転機械本体に組み付け可能な構成とされている。

【0009】この発明によれば、車両用回転機械は、回転体及び動力断接手段が車両用回転機械本体に組み付けられた状態で、電動モータ部を前記車両用回転機械本体に組み付け可能な構成とされている。このため、回転体及び動力断接手段が車両用回転機械本体に組み付けられた状態では電動モータ部を前記車両用回転機械本体に組み付け不可能な構成に比較して、車両用回転機械本体に対して電動モータ部を組み付けるための作業が簡単になる。また、電動モータ部が組み付けられていない状態と、組み付けられた状態とで、車両用回転機械の構成部

品（例えば、回転体や動力断接手段）を共用することが容易になる。

【0010】また、電動モータ部の少なくとも一部が回転体の動力伝達部の内側に配設されるため、電動モータ部が動力伝達部の内側に配設されない構成に比較して、車両用回転機械を回転軸の軸線方向に小型化することが容易になる。

【0011】請求項2に記載の発明では、請求項1に記載の発明において、前記電動モータ部は、前記回転体及び前記動力断接手段の前記ハウジングに対する対向側とは反対側から組み付け可能な構成とされている。

【0012】この発明によれば、電動モータ部を車両用回転機械本体に対して組み付け易くなる。請求項3に記載の発明では、請求項2に記載の発明において、前記電動モータ部のステータは、支持部材によって支持されている。前記支持部材は、その一端側が前記ハウジングに固定されるとともに前記回転体の外側を跨ぐようにして前記ステータ側に延設されている。

【0013】この発明によれば、電動モータ部のステータを、回転体のハウジングに対する対向側とは反対側に配設することが可能になる。請求項4に記載の発明では、請求項3に記載の発明において、前記支持部材の他端側は、ベアリングを介して前記回転軸に支持されている。

【0014】この発明によれば、電動モータ部のステータは、両端側がそれぞれハウジング及び回転軸に支持された支持部材によって支持されている。したがって、例えば、一端側がハウジングに固定されるのみで片持ち状態にある支持部材に対してステータが固定された構成に比較して、支持部材や回転軸の剛性が向上するため、電動モータ部のステータとロータとのギャップを一定に保つことが容易になる。これによれば、例えば、前記ギャップを小さく設定することが容易になるため、電動モータの出力の確保が容易になる。

【0015】請求項5に記載の発明では、請求項3または4に記載の発明において、前記支持部材は、ハウジング側支持部材と、ステータ側支持部材とを有している。前記ハウジング側支持部材は、前記ハウジングに固定されるとともに前記回転体の外側を跨ぐように形成されている。前記ステータ側支持部材は、前記ハウジング側支持部材に対して着脱可能に固定されるとともに前記ステータ側に配設されている。

【0016】この発明によれば、例えば、回転体を径方向に大きく設定変更する必要がある場合などに、ハウジング側支持部材を交換するのみで支持部材と前記回転体との干渉を回避することが可能になる。つまり、ハウジング側支持部材を交換するのみで前記回転体の径方向のサイズ変更に対応することが可能になる。したがって、ハウジング側支持部材とステータ側支持部材とが一体形成された支持部材を用いた場合に比較して、前記回転体

の径方向のサイズ変更に対応するためのコストを低減することが可能になる。

【0017】請求項6に記載の発明では、請求項3～5のいずれか一項に記載の発明において、前記支持部材は、前記ハウジングに対してネジ固定される。前記支持部材には、前記ネジ固定用のネジを挿通するための貫通孔が形成されている。前記貫通孔は、前記回転軸の軸線方向に延びる長孔状に形成されている。

【0018】この発明によれば、支持部材を前記軸線方向にずらしてハウジングに固定することが可能になる。この場合、例えば、前記支持部材の前記軸線方向についての外形寸法を変更することなく、前記軸線方向への前記ステータの移動やサイズ変更等に対応することが可能になる。

【0019】請求項7に記載の発明では、請求項2～6のいずれか一項に記載の発明において、前記電動モータ部への給電経路となる電力ケーブルを、前記回転体及び前記動力断接手段の前記ハウジングに対する対向側とは反対側から引き出すようにした。

【0020】この発明によれば、回転体を跨ぐように電力ケーブルを配設する必要がなくなる。つまり、電力ケーブルの引き回しが簡単になる。請求項8に記載の発明では、請求項1～7のいずれか一項に記載の発明において、前記動力断接手段とは別の動力断接手段を、前記電動モータ部と前記回転軸との間の動力伝達経路上に設けた。

【0021】この発明によれば、前記二つの動力伝達経路の一方を接続状態とするとともに他方を遮断状態とすることが可能になる。これによれば、例えば、前記電動モータ部のロータを従動回転させることなく外部駆動源からの動力によって前記回転軸を駆動することができるようになる。前記電動モータ部が永久磁石の磁力を利用して回転力を発生させる構成の場合、前記回転軸の回転によって前記ロータを従動回転させる際には、前記永久磁石の影響によるコギングトルクに対応した大きさのトルクで前記回転軸を回転させる必要があり、これが前記回転軸の回転負荷となる。本発明では、前記回転体側の動力断接手段を接続状態とするとともに前記電動モータ部側の動力断接手段を遮断状態とすることで、前記回転負荷を極力抑え込むことが可能になる。

【0022】請求項9に記載の発明では、請求項8に記載の発明において、前記両動力断接手段の少なくとも一方を、ワンウェイクラッチとした。この発明によれば、例えば、前記両動力断接手段を、ともに電磁クラッチとした構成に比較して、車両用回転機械の構造が簡単になる。

【0023】請求項10に記載の発明では、請求項1～9のいずれか一項に記載の発明において、前記回転体と前記回転軸との間の動力伝達経路上に、前記回転体と前記回転軸との間の伝達トルクが過大となった場合に前記

動力伝達経路を遮断するための動力伝達遮断手段を設けた。

【0024】この発明によれば、動力伝達遮断手段により、回転体と回転軸との間の伝達トルクが過大となった場合に、前記動力伝達経路が遮断される。この結果、前記伝達トルクが過大となることによる外部駆動源側の破損等が防止される。

【0025】請求項11に記載の発明では、請求項1～10のいずれか一項に記載の発明において、前記回転体と前記回転軸との間の動力伝達経路上に、緩衝部材を設けた。

【0026】この発明によれば、前記回転体と前記回転軸との間の伝達トルク変動が減衰される。この結果、前記伝達トルク変動に起因する前記両者間の共振が抑制される。

【0027】請求項12に記載の発明では、請求項1～11のいずれか一項に記載の発明において、前記機構部は、冷媒の圧縮を行う圧縮機構を有している。この発明によれば、圧縮機構を有する車両用回転機械において、請求項1～11のいずれか一項に記載の発明の効果を得ることができる。

【0028】請求項13に記載の発明では、請求項12に記載の発明において、前記圧縮機構は、前記回転軸の一回転あたりの冷媒吐出容量を変更可能で、かつ、前記冷媒吐出容量をほぼゼロとすることが可能な構成とされている。

【0029】この発明によれば、例えば、前記回転軸が回転駆動された状態であっても、前記冷媒吐出容量をほぼゼロとすることが可能となる。この結果、冷房が不要な場合などに、前記回転軸を駆動するための負荷を極力ゼロに近づけることが可能になる。

【0030】

【発明の実施の形態】以下、本発明の一実施形態を図1～6に従って説明する。なお、図1では、図面左方を圧縮機の前方、右方を後方としている。

【0031】図2は、本実施形態の車両エンジンE（外部駆動源）及びこれに装着された各種補機の概要を示す模式正面図である。車両エンジンEのボディには、図2の左右側の側面において、前記各種補機としてのパワーステアリングポンプ90、オルタネータ91及び圧縮機92が固定されている。これらパワーステアリングポンプ90、オルタネータ91及び圧縮機92は、車両エンジンEのクランク軸に対して一体回転可能に固定されたクランクプーリ93からの動力によって駆動され得ようになっている。

【0032】パワーステアリングポンプ90に対しては、該ポンプ90のプーリ90Aとクランクプーリ93とを連結するベルトB1を介して車両エンジンE側の動力が伝達される。

【0033】また、オルタネータ91及び圧縮機92に

対しては、それらのプーリ91A、17とクランクプーリ93とを連結するベルトB2を介して車両エンジンE側の動力が伝達される。すなわち、オルタネータ91のプーリ91A、及び、圧縮機92のプーリ17は、互いに、共通のベルトB2を介してクランクプーリ93に連結されている。なお、ベルトB2は、テンショナー94によって適度な張力が維持され得ようになっている。本実施形態において、ベルトB2は、圧縮機92のプーリ17に対して、該プーリ17の車両エンジンE側の部分と接触しないように巻回されている。

【0034】図1は、図2の1-1線における模式断面図である。この図1に示すように、車両用空調装置を構成する車両用回転機械本体としての圧縮機本体Cは、シリンダブロック11と、その前端に接合固定されたフロントハウジング12と、シリンダブロック11の後端に弁形成体13を介して接合固定されたりヤハウジング14とを備えている。シリンダブロック11、フロントハウジング12、弁形成体13及びりヤハウジング14は、圧縮機本体Cのハウジングを構成している。

【0035】シリンダブロック11とフロントハウジング12とで囲まれた領域には、制御圧領域としてのクランク室15が区画されている。前記ハウジングには、クランク室15を貫通するように配設された回転軸16が回転可能に支持されている。回転軸16の前端部側は、フロントハウジング12の前壁に固定されたラジアルベアリング12Aによって支持されている。また、回転軸16の後端部側は、シリンダブロック11に固定されたラジアルベアリング11Aによって支持されている。

【0036】回転軸16の前端部はフロントハウジング12の前壁を貫通して外部に突出するように配置されている。この回転軸16の前端部は、前述のプーリ17を回転体として備えた動力伝達機構PTに対して作動連結されている。

【0037】なお、回転軸16の前端部とフロントハウジング12の前壁との間には、ラジアルベアリング12Aよりも外寄りの部分に、シール部材12Bが設けられている。シール部材12Bは、該シール部材12Bを挟んで前記ハウジングの内部と外部とを圧力的に隔絶する。

【0038】本実施形態では、動力伝達機構PT及び圧縮機本体Cによって、車両用回転機械としての前述の圧縮機92が構成されている。回転軸16には、クランク室15においてラグプレート19が一体回転可能に固定されている。クランク室15には、カムプレートとしての斜板20が収容されている。斜板20は、回転軸16に対してスライド移動可能かつ傾動可能に支持されている。斜板20は、ヒンジ機構21を介してラグプレート19に作動連結されている。斜板20は、ヒンジ機構21を介したラグプレート19との前記作動連結、及び回転軸16の支持により、ラグプレート19及び回転軸1

6と同期回転可能であるとともに、回転軸16の回転中心軸線方向へのスライド移動を伴いながら該回転軸16に対して傾動可能となっている。

【0039】斜板20は、回転軸16に固定された係止リング22、及び、該係止リング22と斜板20との間に配設されたバネ23によって、該斜板20の最小傾斜角度が規定されるようになっている。なお、斜板20の最小傾斜角度とは、該斜板20の、回転軸16の軸線方向との角度が90°に最も近づいた状態における傾斜角度を意味している。

10

【0040】シリンダブロック11には、複数(図1では一つのみ図示)のシリンダボア24が回転軸16の回転中心軸線方向に沿うようにして貫通形成されている。シリンダボア24には、片頭型のピストン25が往復動可能に収容されている。シリンダボア24の前後開口は、弁形成体13及びピストン25によって閉塞されており、このシリンダボア24内にはピストン25の往復動に応じて体積変化する圧縮室が区画形成されている。各ピストン25は、シュー26を介して斜板20の外周部に係留されている。これにより、回転軸16の回転に伴う斜板20の回転運動が、シュー26を介してピストン25の往復直線運動に変換されるようになっている。

20

【0041】なお、シリンダブロック11(シリンダボア24)、回転軸16、ラグプレート19、斜板20、ヒンジ機構21、ピストン25及びシュー26によって、機構部としての容量可変型ピストン式圧縮機構が構成されている。

【0042】りヤハウジング14には、吸入圧領域としての吸入室27及び吐出圧領域としての吐出室28がそれぞれ区画形成されている。吸入室27及び吐出室28の前方側は、弁形成体13によって閉塞されている。吸入室27の冷媒ガスは、各ピストン25の上死点側から下死点側への移動により、弁形成体13に形成された吸入ポート29及び吸入弁30を介してシリンダボア24(圧縮室)に導入される。シリンダボア24に導入された低圧な冷媒ガスは、ピストン25の下死点側から上死点側への移動により所定の圧力にまで圧縮され、弁形成体13に形成された吐出ポート31及び吐出弁32を介して吐出室28に導入される。

30

【0043】吸入室27と吐出室28とは、外部冷媒回路33で接続されている。外部冷媒回路33は、凝縮器(コンデンサ)34、減圧装置としての温度式膨張弁35及び蒸発器(エバポレータ)36を備えている。膨張弁35の開度は、蒸発器36の出口側又は下流側に設けられた図示しない感温筒の検知温度および蒸発圧力(蒸発器36の出口圧力)に基づいてフィードバック制御される。膨張弁35は、熱負荷に見合った液冷媒を蒸発器36に供給して外部冷媒回路33における冷媒流量を調節する。

40

【0044】外部冷媒回路33の下流域には、蒸発器3

50

6の出口と圧縮機本体Cの吸入室27とをつなぐ冷媒ガスの流通管37が設けられている。外部冷媒回路33の上流域には、圧縮機本体Cの吐出室28と凝縮器34の入口とをつなぐ冷媒の流通管38が設けられている。圧縮機本体Cは外部冷媒回路33の下流域から吸入室27に導かれた冷媒ガスを吸入して圧縮し、圧縮したガスを外部冷媒回路33の上流域と繋がる吐出室28に吐出する。

【0045】圧縮機本体C及び外部冷媒回路33によって、車輛用空調装置の冷房回路（即ち冷媒循環回路）が構成されている。シリンダブロック11には、回転軸16の後端部を収容する収容孔39が形成されている。回転軸16には、クランク室15の前域と収容孔39とを連通する軸内孔40が形成されている。また、弁形成体13には、吸入室27と収容孔39とを連通する連通孔41が形成されている。収容孔39、軸内孔40及び連通孔41によって、クランク室15と吸入室27とを連通する抽気通路が構成されている。

【0046】また、前記ハウジングには、吐出室28とクランク室15とを連通する給気通路42が設けられている。給気通路42は、該給気通路42上（給気通路42の途中）に配設された制御弁43によってその開度が調節され得るようになっている。

【0047】制御弁43の開度を調節することで給気通路42を介したクランク室15への高圧冷媒ガスの導入量と前記抽気通路を介したクランク室15からのガス排出量とのバランスが制御され、クランク圧（クランク室15の内圧） $P_c$ が決定される。クランク圧 $P_c$ の変更に応じて、ピストン25を介してのクランク圧 $P_c$ と前記圧縮室の内圧との差が変更され、斜板20の傾斜角度が変更される結果、ピストン25のストロークすなわち回転軸16の一回転あたりの冷媒吐出容量が調節される。

【0048】なお、本実施形態の圧縮機本体Cにおいては、斜板20の前記傾斜角度が前記最小傾斜角度となった状態では、回転軸16の一回転あたりの前記冷媒吐出容量がほぼゼロとなるように構成されている。

【0049】さて、冷媒循環回路を流れる冷媒の流量（冷媒流量 $Q$ ）が大きくなるほど、回路又は配管の単位長さ当たりの圧力損失も大きくなる。つまり、冷媒循環回路に設定された二つの圧力監視点 $P_1$ 、 $P_2$ 間の圧力損失（差圧）は該回路における冷媒流量 $Q$ と正の相関を示す。故に、二つの圧力監視点 $P_1$ 、 $P_2$ 間の差圧（ $P_dH - P_dL = \text{二点間差圧} \Delta P_X$ ）を把握することは、冷媒循環回路における冷媒流量 $Q$ を間接的に検出することに他ならない。

【0050】本実施形態では、流通管38の最上流域に当たる吐出室28内に上流側の高圧監視点としての圧力監視点 $P_1$ を定めると共に、そこから所定距離だけ離れた流通管38の途中に下流側の低圧監視点としての圧力

監視点 $P_2$ を定めている。圧力監視点 $P_1$ でのガス圧 $P_dH$ を第1検圧通路44（図3参照）を介して、また、圧力監視点 $P_2$ でのガス圧 $P_dL$ を第2検圧通路45（図3参照）を介してそれぞれ制御弁43に導いている。

【0051】流通管38において両圧力監視点 $P_1$ 、 $P_2$ 間には、二点間圧力差拡大手段としての固定絞り46が配設されている。固定絞り46は、両圧力監視点 $P_1$ 、 $P_2$ 間の距離をそれ程離して設定しなくとも、両者 $P_1$ 、 $P_2$ 間での二点間差圧 $\Delta P_X$ を明確化（拡大）する役目をなしている。このように、固定絞り46を両圧力監視点 $P_1$ 、 $P_2$ 間に備えることで、特に圧力監視点 $P_2$ を圧縮機本体C寄りに設定することができ、ひいてはこの圧力監視点 $P_2$ と制御弁43との間の第2検圧通路45を短くすることができる。なお、圧力監視点 $P_2$ における圧力 $P_dL$ は、固定絞り46の作用により $P_dH$ に比較して低下された状態にあっても、クランク圧 $P_c$ に比較して十分に高い圧力に設定されている。

【0052】図3に示すように、制御弁43のバルブハウジング47内には、弁室48、連通路49及び感圧室50が区画されている。弁室48及び連通路49内には、作動ロッド51が軸線方向（図面では上下方向）に移動可能に配設されている。

【0053】連通路49と感圧室50とは、連通路49に挿入された作動ロッド51の上端部によって遮断されている。弁室48は、給気通路42の上流部を介して吐出室28と連通されている。連通路49は、給気通路42の下流部を介してクランク室15と連通されている。弁室48及び連通路49は給気通路42の一部を構成する。

【0054】弁室48内には、作動ロッド51の中間部に形成された弁体部52が配置されている。弁室48と連通路49との境界に位置する段差は弁座53をなしており、連通路49は一種の弁孔をなしている。そして、作動ロッド51が図3の位置（最下動位置）から弁体部52が弁座53に着座する最上動位置へ上動すると、連通路49が遮断される。つまり作動ロッド51の弁体部52は、給気通路42の開度を調節可能な弁体として機能する。

【0055】感圧室50内には、ベローズよりなる感圧部材54が収容配置されている。感圧部材54の上端部はバルブハウジング47に固定されている。感圧部材54の下端部には作動ロッド51の上端部が嵌入されている。感圧室50内は、略有底円筒状をなす感圧部材54によって、感圧部材54の内空間である第1圧力室55と、感圧部材54の外空間である第2圧力室56とに区画されている。第1圧力室55内には、第1検圧通路44を介して圧力監視点 $P_1$ の圧力 $P_dH$ が導かれ、第2圧力室56内には、第2検圧通路45を介して圧力監視点 $P_2$ の圧力 $P_dL$ が導かれている。感圧部材54や感

圧室50等が感圧機構をなしている。

【0056】バルブハウジング47の下方側には、設定差圧変更手段としての電磁アクチュエータ部57が設けられている。電磁アクチュエータ部57は、バルブハウジング47内の中心部に有底円筒状の収容筒58を備えている。収容筒58において上方側の開口には、センタポスト59が嵌入固定されている。このセンタポスト59の嵌入により、収容筒58内の最下部にはプランジャ室60が区画されている。

【0057】プランジャ室60内には、プランジャ61が作動ロッド51の軸線方向に移動可能に収容されている。センタポスト59の中心には前記軸線方向に延びるガイド孔62が貫通形成され、ガイド孔62内には、作動ロッド51の下端側が前記軸線方向に移動可能に配置されている。作動ロッド51の下端は、プランジャ室60内においてプランジャ61の上端面に当接されている。

【0058】プランジャ室60において収容筒58の内底面とプランジャ61との間には、コイルバネよりなるプランジャ付勢バネ63が収容されている。このプランジャ付勢バネ63は、プランジャ61を作動ロッド51側に向けて付勢する。また、作動ロッド51は、感圧部材54自身が有するバネ性に基づいて、プランジャ61側に向けて付勢されている。従って、プランジャ61と作動ロッド51とは常時一体となって上下動する。以下、前述の感圧部材54のバネ性に基づく付勢力を、ベローズバネ力と呼ぶ。なお、ベローズバネ力は、プランジャ付勢バネ63のバネ力よりも大きい。

【0059】収容筒58の外周側には、センタポスト59及びプランジャ61を跨ぐ範囲にコイル64が配設されている。このコイル64には、図示しない制御装置の指令に基づき、駆動回路（図示なし）を介してバッテリーから電力が供給される。

【0060】前述のコイル64への電力供給により、この電力供給量に応じた大きさの電磁力（電磁吸引力）がプランジャ61とセンタポスト59との間に発生する。この電磁力に基づいて、作動ロッド51にはプランジャ61を介して図面上方への力が作用する。なお、コイル64への通電制御は印加電圧を調整することでなされ、この印加電圧の調整にはPWM（パルス幅変調）制御すなわちデューティ制御が採用されている。

【0061】制御弁43においては、次のようにして作動ロッド51（弁体部52）の配置位置つまり弁開度が決まる。まず、コイル64への通電がない場合（デューティ比＝0％）は、作動ロッド51の配置には、前記ベローズバネ力による図面向きの付勢力の作用が支配的となる。従って、作動ロッド51は最下動位置に配置され、弁体部52は連通路49を全開とする。このため、クランク圧Pcは、その時おかれた状況下において取得の最大値となり、このクランク圧Pcと前記圧縮室の

内圧とのピストン25を介した差が大きくなる。その結果、斜板20はその傾斜角度が最小となり、圧縮機本体Cにおける回転軸16の一回転あたりの冷媒吐出容量が最小となる。

【0062】次に、制御弁43において、コイル64に対しデューティ比可変範囲の最小デューティ比（＞0％）の通電がなされると、プランジャ付勢バネ63によって加勢された図面上向きの電磁力が、前記ベローズバネ力による下向き付勢力を上回り、作動ロッド51が上動を開始する。この状態では、プランジャ付勢バネ63の上向きの付勢力によって加勢された上向き電磁力が、前記ベローズバネ力（下向き付勢力）によって加勢された二点間差圧 $\Delta P_X$ に基づく下向き押圧力に対抗する。そして、これら上下付勢力が均衡する位置に、作動ロッド51の弁体部52が弁座53に対して位置決めされる。

【0063】例えば、前記冷媒循環回路の冷媒流量が減少すると、作動ロッド51に作用する下向きの二点間差圧 $\Delta P_X$ に基づく力が減少する。従って、作動ロッド51（弁体部52）が上動して連通路49の開度が減少し、クランク圧Pcが低下傾向となる。このため、斜板20が傾斜角度増大方向に傾動し、圧縮機本体Cの前記冷媒吐出容量は増大される。前記冷媒吐出容量が増大すれば、前記冷媒循環回路における冷媒流量も増大し、二点間差圧 $\Delta P_X$ は増加する。

【0064】逆に、前記冷媒循環回路の冷媒流量が増大すると、下向きの二点間差圧 $\Delta P_X$ に基づく力が増大する。従って、作動ロッド51（弁体部52）が下動して連通路49の開度が増加し、クランク圧Pcが増大傾向となる。このため、斜板20が傾斜角度減少方向に傾動し、前記冷媒吐出容量は減少される。前記冷媒吐出容量が減少すれば、前記冷媒循環回路における冷媒流量も減少し、二点間差圧 $\Delta P_X$ は減少する。

【0065】また、例えば、コイル64への通電デューティ比を大きくして上向きの電磁力を大きくすると、作動ロッド51（弁体部52）が上動して連通路49の開度が減少し前記冷媒吐出容量が増大される。従って、前記冷媒循環回路における冷媒流量が増大し、二点間差圧 $\Delta P_X$ も増大する。

【0066】逆に、コイル64への通電デューティ比を小さくして上向きの電磁力を小さくすると、作動ロッド51（弁体部52）が下動して連通路49の開度が増加し、前記冷媒吐出容量が減少する。従って、前記冷媒循環回路における冷媒流量が減少し、二点間差圧 $\Delta P_X$ も減少する。

【0067】つまり、制御弁43は、コイル64への通電デューティ比によって決定された二点間差圧 $\Delta P_X$ の制御目標（設定差圧）を維持するように、この二点間差圧 $\Delta P_X$ の変動に応じて内部自律的に作動ロッド51（弁体部52）を位置決めする構成となっている。ま

た、この設定差圧は、コイル 64 への通電デューティ比を調節することで外部から変更可能となっている。

【0068】図 1 及び図 4 に示すように、プーリ 17 は、上流側プーリ部材 17A と、下流側プーリ部材 17B とを備えている。図 4 に示すように、上流側プーリ部材 17A は、ベルト B2 (図 2 参照) が巻回される動力伝達部 17C を有する外筒部 17D と、内筒部 17E と、外筒部 17D の後端部と内筒部 17E の後端部とを連結するようにそれぞれに対して一体形成された円板状部 17F とからなっている。動力伝達部 17C は、外筒部 17D の外周部に形成されている。

【0069】内筒部 17E と、フロントハウジング 12 の前壁部において回転軸 16 の前端部を取り囲むように突設された支持筒部 12C との間には、ベアリング 18 が配設されている。つまり、上流側プーリ部材 17A は、支持筒部 12C に対して回転可能に支持されている。

【0070】円板状部 17F の外周寄りの部分の前面側には、動力伝達遮断手段 (可破断部材) としての動力伝達ピン 17G が、円板状部 17F の周方向に均等に複数 (図では 2 つのみ図示) 固定されている。動力伝達ピン 17G は、円柱状部材とその軸線方向の中間部に一体形成された鋸状部材とで構成されている。動力伝達ピン 17G は、円板状部 17F に形成された貫通孔に嵌入されるときともに、回転軸 16 の軸線方向に対してほぼ平行に前方に突出した状態で固定されている。

【0071】本実施形態では、動力伝達ピン 17G が焼結金属により形成されている。この焼結金属は、疲労限度比  $\sigma_W/\sigma_B$  の値が 0.5 程度確保されるように設定されている。なお、ここで言う  $\sigma_W$  は疲労強度であり、 $\sigma_B$  は引っ張り強度である。

【0072】下流側プーリ部材 17B は、上流側プーリ部材 17A の円板状部 17F よりも前方に配設されている。下流側プーリ部材 17B は、内筒部 17L と、該内筒部 17L の後端部において径方向の外側に延在するように一体形成されたフランジ部 17M とからなっている。

【0073】下流側プーリ部材 17B のフランジ部 17M の外周寄りの部分には、各動力伝達ピン 17G に対応する位置に緩衝部材としての円筒状のゴムダンパ 17N がそれぞれ固定されている。各ゴムダンパ 17N は、フランジ部 17M に複数形成された貫通孔にそれぞれ収容固定されている。各ゴムダンパ 17N の内孔には、それぞれに対応する動力伝達ピン 17G が嵌入されている。

【0074】したがって、本実施形態のプーリ 17 においては、ベルト B2 を介して上流側プーリ部材 17A に伝達された動力が、動力伝達ピン 17G 及びゴムダンパ 17N を介して下流側プーリ部材 17B に伝達されるようになっている。つまり、動力伝達ピン 17G 及びゴムダンパ 17N は、上流側プーリ部材 17A と下流側プー

リ部材 17B との間の動力伝達経路上に設けられている。

【0075】本実施形態では、上流側プーリ部材 17A、下流側プーリ部材 17B、動力伝達ピン 17G 及びゴムダンパ 17N によってプーリ 17 が構成されている。回転軸 16 と下流側プーリ部材 17B の内筒部 17L との間には、動力断接手段としてのワンウェイクラッチ 66 が配設されている。すなわち、ワンウェイクラッチ 66 は、プーリ 17 と回転軸 16 との間の動力伝達経路上に配設されている。

【0076】ワンウェイクラッチ 66 は、互いに回転軸 16 の軸線方向に並ぶように配設されるとともに互いに一体化されたクラッチ機構部としてのワンウェイクラッチ機構部 67 及び軸受部 68 によって構成されている。

【0077】ワンウェイクラッチ 66 は、内筒部 17L の内周面上に固定された外輪部 69 と、回転軸 16 の外周面上に固定されるとともに外輪部 69 に取り囲まれるように配設された内輪部 70 とを有している。外輪部 69 と内輪部 70 とは、軸受部 68 において前記外輪部 69 と前記内輪部 70 との間で周方向に並ぶように一列に配設された複数の転動体としてのボール 71 の転動によって互いに相対回転可能になっている。

【0078】図 6 に示すように、ワンウェイクラッチ機構部 67 において、外輪部 69 の内周部分には、回転軸 16 周りに等間隔に複数の収容凹部 72 が形成されている。各収容凹部 72 の図面時計周り方向側の端部には、動力伝達面 73 が形成されている。収容凹部 72 内には回転軸 16 と平行にコロ 74 が収容されている。コロ 74 は動力伝達面 73 との噛み合い位置 (図 6 (a) におけるコロ 74 の位置) と同位置から外れた位置 (図 6 (b) におけるコロ 74 の位置) との間で移動可能となっている。

【0079】収容凹部 72 の動力伝達面 73 と反対側の端部には、バネ座部材 75 が配設されている。バネ座部材 75 とコロ 74 との間には、該コロ 74 を動力伝達面 73 の噛み合い位置に向けて付勢するコロ付勢バネ 76 が介在されている。

【0080】図 6 (a) に示すように、プーリ 17 を介した車両エンジン E からの動力伝達によって外輪部 69 が矢印方向に回転すると、コロ付勢バネ 76 の付勢力によってコロ 74 が動力伝達面 73 の噛み合い位置に移動される。すると、動力伝達面 73 と内輪部 70 の外周面との間のクサビ作用によって、内輪部 70 は外輪部 69 と同方向に回転される。

【0081】したがって、車両エンジン E の稼働時には、該車両エンジン E の動力がプーリ 17 及びワンウェイクラッチ機構部 67 を介して回転軸 16 に伝達されて、該回転軸 16 が常時回転駆動されることとなる。

【0082】一方、例えば、図 6 (b) に示すように、車両エンジン E (プーリ 17) の停止状態において内輪

10

20

30

40

50

部70が矢印方向に回転しようとした場合には、コロ74はコロ付勢バネ76の付勢力に抗して動力伝達面73の噛み合い位置から離間され、よって内輪部70は外輪部69に対して空転されることとなる。

【0083】図4に示すように、下流側プーリ部材17Bのフランジ部17Mの前方であって動力伝達部17Cの内側域には、電動モータ部77が配設されている。電動モータ部77を構成するステータ78は、略有底円筒状のステータ側支持部材79の円筒状部79Aの内周面上に取着されている。ステータ78は、永久磁石によ

って構成されている。  
【0084】ステータ側支持部材79の円筒状部79Aの前端部には、径方向の内側に延在するように円板状部79Bが一体形成されている。円板状部79Bの中心部には貫通孔79Cが形成されており、この貫通孔79Cの内周面と回転軸16の外周面との間には、ベアリング80が設けられている。つまり、ステータ側支持部材79は、ベアリング80を介して回転軸16に支持されて

いる。  
【0085】ステータ側支持部材79は、ハウジング側支持部材81を介してフロントハウジング12に支持されている。ハウジング側支持部材81は、断面略L字状を呈している。すなわち、ハウジング側支持部材81は、フロントハウジング12に対して固定される基部81Aと、ステータ側支持部材79を固定するための固定部81Bと、基部81Aと固定部81Bとを連結する連結部81Cとを有している。連結部81Cは、動力伝達部17CとベルトB2とが接触していない部分（車両エンジンE側の部分）におけるプーリ17の径方向の外側を跨ぐように配設されている。基部81Aは、フロントハウジング12に対して、ボルト12Dを用いて着脱可能に固定されている。また、ステータ側支持部材79は、ハウジング側支持部材81の固定部81Bに対して、ボルト82A及びナット82Bを用いて着脱可能に固定されている。

【0086】ステータ側支持部材79及びハウジング側支持部材81によって、支持部材が構成されている。すなわち、ステータ78は、一端側がフロントハウジング12に固定されるとともに他端側がベアリング80を介して回転軸16に支持された支持部材によって支持され

ている。  
【0087】図5に示すように、基部81Aにおいてボルト12Dを挿通するための貫通孔81Dは、回転軸16の軸線方向に延びる長孔状に形成されている。すなわち、ハウジング側支持部材81は、そのフロントハウジング12に対する固定位置が、前記軸線方向に調節可能になっている。なお、固定部81Bの下端部には、ボルト82Aを挿通するための貫通孔81Eが設けられて

いる。  
【0088】ステータ側支持部材79の円筒状部79A

の内側（具体的にはステータ78の内側）には、ステータ78と対向するように、電動モータ部77を構成するロータ83が配設されている。ロータ83は、環状基部83Aと、ロータ鉄心83Bと、これに巻回されたコイル83Cとを備えている。コイル83Cへの給電は、円板状部79Bに設けられた突設部79Dに装着されたブラシ84を介して行われる。電動モータ部77は、ステータ78の発生する磁力と、前記給電に起因してロータ83側に発生する磁力との相互作用によってロータ83の回転力を得る構造となっている。

【0089】ステータ側支持部材79及びベアリング80のほぼ全体、ステータ78、ロータ83及びブラシ84は、動力伝達部17Cの内側に配設されている。ブラシ84は、電動モータ部77への給電経路となる電力ケーブル84A及び図示しない駆動回路を介してバッテリー（図示なし）に接続されている。電力ケーブル84Aは、円板状部79B及び固定部81Bを貫通するようにそれぞれ形成された孔を介して、ブラシ84側から、動力伝達機構PTのフロントハウジング12に対する対向側とは反対側すなわち前方に引き出されている。前記駆動回路は、図示しない制御装置からの指令に基づいて、前記バッテリーからブラシ84への電力供給をON/OFF制御する。

【0090】ステータ78、ステータ側支持部材79、ベアリング80、ハウジング側支持部材81、ボルト82A、ナット82B、ロータ83、ブラシ84及び電力ケーブル84A等によって、電動モータ部77が構成されている。

【0091】ロータ83と回転軸16との間の動力伝達経路上には、前記動力断接手段とは別の動力断接手段としてのワンウェイクラッチ85が配設されている。ワンウェイクラッチ85は、前述のワンウェイクラッチ66と同様の構造をなすものである。したがって、その各構造部材については、図面においてワンウェイクラッチ66のものと同一の符号を付し、詳細な説明を省略する。

【0092】なお、ワンウェイクラッチ85においては、外輪部69は環状基部83Aの内周面上に固定され、内輪部70は回転軸16の外周面上に固定された環状の連結部材86に固定されている。連結部材86は、ワンウェイクラッチ66の前方において回転軸16の外周面上に固定される環状の基部86Aと、ワンウェイクラッチ85の内輪部70が外嵌固定される筒状部86Bとを有している。基部86Aと筒状部86Bとは、下流側プーリ部材17Bの前方に配置された円板状部86Cによって互いに連結されている。

【0093】プーリ17、ベアリング18、ワンウェイクラッチ66、85、電動モータ部77及び連結部材86によって、動力伝達機構PTが構成されている。本実施形態において、圧縮機92は、プーリ17及びワンウェイクラッチ66が圧縮機本体Cに組み付けられた状態

で、プーリ 17 及びワンウェイクラッチ 66 のフロントハウジング 12 に対する対向側とは反対側すなわち前方から、電動モータ部 77 を圧縮機本体 C に組み付け可能な構成となっている。

【0094】本実施形態では、車両エンジン E の稼動時にはその動力がプーリ 17 及びワンウェイクラッチ 66 を介して回転軸 16 に常時伝達されるようになってい  
る。また、車両エンジン E の停止時において空調が必要とされた場合には、電動モータ部 77 が駆動されてその動力がワンウェイクラッチ 85 を介して回転軸 16 に伝  
達されるようになってい

【0095】前記駆動回路は、車両エンジン E の稼動時において、ブラシ 84 に対する給電を行わないように前記制御装置によって制御される。車両エンジン E の稼動時には、ワンウェイクラッチ 66 の外輪部 69 から内輪部 70 への動力伝達が行われることで、車両エンジン E の動力が回転軸 16 に伝達される（前記回転体側の動力断接手段の接続状態）。また、このとき、ワンウェイクラッチ 85 の内輪部 70 は回転軸 16 とともに一体回転するが、ワンウェイクラッチ 85 の外輪部 69 と内輪部 70 とが互いに空転することで、車両エンジン E の動力がロータ 83 の回転のためにはほとんど消費されないようになっている（前記電動モータ部側の動力断接手段の遮断状態）。

【0096】例えば、回転軸 16 側からの回転動力によってロータ 83 を従動回転させるためには、ステータ 78 の発生する磁場の影響によるコギングトルクに対応した大きさのトルクが必要とされる。本実施形態では、ワンウェイクラッチ 85 の前記空転時において内輪部 70 から外輪部 69 に伝達されるトルクが前記コギングトルクよりも小さく設定されている。つまり、ブラシ 84 に対する前記給電が行われていない状態では、回転軸 16 が回転状態にあっても、ロータ 83 はほとんど回転しないようになっている。

【0097】また、前記駆動回路は、車両エンジン E の停止時において車両の空調（冷房）が必要とされた場合に、電動モータ部 77 を駆動するように、前記制御装置による制御に基づきブラシ 84 に対して給電を行う。前記給電により発生したロータ 83 の回転力は、ワンウェイクラッチ 85 の外輪部 69 から内輪部 70 に伝達される。これにより、電動モータ部 77 の動力が回転軸 16 に伝達される（前記電動モータ部側の動力断接手段の接続状態）。この結果、車両エンジン E の停止時における車室の空調が可能となる。

【0098】また、このとき、ワンウェイクラッチ 66 の内輪部 70 は回転軸 16 とともに一体回転するが、ワンウェイクラッチ 66 の外輪部 69 と内輪部 70 とが互いに空転することで、電動モータ部 77 の動力はプーリ 17 側にはほとんど伝達されないようになっている（前記回転体側の動力断接手段の遮断状態）。

【0099】本実施形態では、車両エンジン E から上流側プーリ部材 17 A に伝達された駆動力はゴムダンパ 17 N 及び動力伝達ピン 17 G を介して下流側プーリ部材 17 B 側に伝えられる。

【0100】上流側プーリ部材 17 A と下流側プーリ部材 17 B との間の動力伝達経路上にゴムダンパ 17 N が介在されていることによって、上流側プーリ部材 17 A と下流側プーリ部材 17 B との回転中心軸線のずれが吸収される。すなわち、ゴムダンパ 17 N の変形によって、前記回転中心軸線のずれに起因してラジアルベアリング 12 A、ワンウェイクラッチ 66 の軸受部 68 及びベアリング 18 等の軸受部材などに発生する応力が低減される。また、ゴムダンパ 17 N は、前記圧縮機構における圧縮反力などによる回転軸 16 の回転振動（トルク変動）の、下流側プーリ部材 17 B 側から上流側プーリ部材 17 A 側への伝達を、自身の減衰作用によって抑制する。

【0101】なお、本構成においては、一方の回転方向にのみ動力を伝達することが可能なワンウェイクラッチ 66 のワンウェイクラッチ機構部 67 の作用によって、前記回転振動のうち他方の回転方向成分は回転軸 16 からプーリ 17 に伝達され難くなる。

【0102】本実施形態では、上流側プーリ部材 17 A と下流側プーリ部材 17 B との間の伝達トルク量が、車両エンジン E に対して悪影響を及ぼさない程度の大きさ（通常の動力伝達状態における伝達トルク量）であるとき、車両エンジン E から回転軸 16 への動力伝達は継続される。

【0103】ところが、圧縮機本体 C に何らかの異常（例えばデッドロック）が生じて、前記伝達トルク量が前述の大きさを超えた（過大な）状態になると、動力伝達ピン 17 G が過負荷により折損（破断）する。すなわち、上流側プーリ部材 17 A から下流側プーリ部材 17 B への動力伝達が遮断される。これにより、前記伝達トルク量が過大になることに起因する車両エンジン E への悪影響が防止される。

【0104】本実施形態では、以下のような効果を得ることができる。

(1) 圧縮機 92 は、プーリ 17 及びワンウェイクラッチ 66 が圧縮機本体 C に組み付けられた状態で、電動モータ部 77 を圧縮機本体 C に組み付け可能な構成とされている。このため、プーリ及びワンウェイクラッチが圧縮機本体に組み付けられた状態では電動モータ部を圧縮機本体に組み付け不可能な構成に比較して、圧縮機本体に対して電動モータ部を組み付けるための作業が簡単になる。また、電動モータ部が組み付けられていない状態と、組み付けられた状態とで、圧縮機の構成部品（例えば、プーリ 17、ベアリング 18 及びワンウェイクラッチ 66）を共用することが容易になる。したがって、例えば、車両エンジンからの動力のみによって回転軸を

駆動可能な圧縮機を、車両エンジンからの動力に加えて電動モータ部の動力をも利用して回転軸を駆動可能な圧縮機とすることが容易かつ安価に実現可能となる。

【0105】(2) 電動モータ部77は、ブリー17及びワンウェイクラッチ66の前記ハウジングに対する対向側とは反対側から組み付け可能な構成とされている。これによれば、前記組み付け時において前記ハウジングがその作業の妨げになり難いため、電動モータ部77を圧縮機本体Cに対して組み付け易くなる。

【0106】(3) ステータ78は、一端側が前記ハウジングに固定されるとともにブリー17の外側を跨ぐようにしてステータ78側に延設された前記支持部材によって支持されている。これによれば、ステータ78を、ブリー17の前記ハウジングに対する対向側とは反対側に配設することが可能になる。

【0107】(4) 前記支持部材の他端側(ステータ側支持部材79の貫通孔79C側)は、ベアリング80を介して回転軸16に支持されている。これによれば、ステータ78は、両端側がそれぞれ前記ハウジング及び回転軸16に支持された前記支持部材によって支持されている。したがって、例えば、一端側がハウジングに固定されるのみで片持ち状態にある支持部材に対してステータが固定された構成に比較して、支持部材や回転軸の剛性が向上するため、電動モータ部のステータとロータとのギャップを一定に保つことが容易になる。これによれば、例えば、前記ギャップを小さく設定することが容易になるため、電動モータ部77の出力の確保が容易になる。

【0108】(5) 前記支持部材は、ハウジング側支持部材81と、該ハウジング側支持部材81に対して固定されるとともにステータ78側に配設されたステータ側支持部材79とを有している。これによれば、例えば、ブリー17を径方向に大きく設定変更する必要がある場合などに、ハウジング側支持部材81を交換するのみで前記支持部材とブリー17との干渉を回避することが可能になる。つまり、ハウジング側支持部材81を交換するのみでブリー17の径方向のサイズ変更に対応することが可能になる。したがって、ハウジング側支持部材とステータ側支持部材とが一体形成された支持部材を用いた場合に比較して、ブリーの径方向のサイズ変更に対応するためのコストを低減することが可能になる。

【0109】(6) 貫通孔81Dは、回転軸16の軸線方向に延びる長孔状に形成されている。これによれば、前記支持部材を前記軸線方向にずらして前記ハウジングに固定することが可能になる。この場合、例えば、前記支持部材の前記軸線方向についての外形寸法を変更することなく、前記軸線方向へのステータ78の移動やサイズ変更等に対応することが可能になる。

【0110】(7) 電力ケーブル84Aを、ブリー17及びワンウェイクラッチ66の前記ハウジングに対す

る対向側とは反対側から引き出すようにした。これによれば、電力ケーブル84Aをブリー17及びワンウェイクラッチ66の前方に引き出す場合に、ブリー17を跨ぐように電力ケーブル84Aを配設する必要がなくなるため、電力ケーブル84Aの引き回しが簡単になる。

【0111】(8) 電動モータ部77のほぼ全体が動力伝達部17Cの内側に配設されている。このため、電動モータ部が動力伝達部の内側には配設されない構成に比較して、圧縮機を回転軸の軸線方向に小型化することが容易になる。

【0112】(9) ブリー17と回転軸16との間の動力伝達経路上と、電動モータ部77と回転軸16との間の動力伝達経路上とに、それぞれ動力断接手段(ワンウェイクラッチ66、85)を設けた。このため、前記二つの動力伝達経路の一方を接続状態とするとともに他方を遮断状態とすることが可能になる。これによれば、電動モータ部77のロータ83を従動回転させることなく車両エンジンEからの動力によって回転軸16を駆動することができるようになる。回転軸16の回転によってロータ83を従動回転させる場合には、ステータ78(永久磁石)の影響によるコギングトルクに対応した大きさのトルクで回転軸16を回転させる必要があるため、これが回転軸16の回転負荷となる。本構成では、ワンウェイクラッチ66を接続状態とするとともにワンウェイクラッチ85を遮断状態とすることで、前記回転負荷を極力抑えることが可能になる。

【0113】また、例えば、電動モータ部77を比較的低い回転速度において回転軸16を駆動するように設定して、電動モータ部77の小型化を図る場合がある。この場合においても、ワンウェイクラッチ85が遮断状態であれば、ブリー17によって回転軸16が高速に回転されても、ロータ83を従動回転させないようにすることが可能である。つまり、前記従動回転によるコイル83Cにおける過大な誘導起電力の発生を防止することが可能になり、この過大な誘導起電力に起因する過熱等の電動モータ部77の不具合の発生が防止され得るようになる。したがって、ブリー17と回転軸16との間、及び、電動モータ部77と回転軸16との間の動力伝達経路上に、それぞれ動力断接手段を設けるという本実施形態の構成は、比較的低い回転速度域において使用される電動モータ部77に対して、特に有用なものといえる。

【0114】(10) 前記両動力断接手段を、ともにワンウェイクラッチとした。これによれば、例えば、両動力断接手段の少なくとも一方を電磁クラッチとした構成に比較して、前記電磁クラッチを制御するための装置等を設ける必要がないため、圧縮機の構造が簡単になる。

【0115】(11) 互いに一体化された軸受部68及びワンウェイクラッチ機構部67によって、各ワンウェイクラッチ66、85が構成されている。したがっ

10

20

30

40

50

て、互いに別体とされた軸受部及びクラッチ機構部によってワンウェイクラッチが構成された場合に比較して、ワンウェイクラッチの構成部品点数を減らすことが可能になる。

【0116】(12) 前記動力伝達遮断手段(動力伝達ピン17G)を設けたことにより、例えば、圧縮機本体Cにデッドロック等の異常が発生した場合にも、これによる過大な負荷が車両エンジンE側にかかることがなくなる。

【0117】(13) 前記動力伝達遮断手段(可破断部材(動力伝達ピン17G))は焼結金属により形成されている。前記焼結金属は比較的延性が低いため、動力伝達ピン17Gに過大な前記伝達トルクが作用した場合に動力伝達ピン17Gを破断させるための伝達トルク量の設定が容易になる。また、焼結金属はその疲労限度比 $\sigma_W/\sigma_B$ の値を或る程度高く確保することが比較的容易である。そのため、通常の動力伝達状態において動力伝達ピン17Gに作用する繰返し応力に対しての耐久性を比較的高く確保するとともに、この耐久性と動力伝達ピン17Gを破断させるための伝達トルク量とのバランスを好適なものとするのが容易になる。したがって、動力伝達ピン17Gが通常の動力伝達状態における伝達トルク量では良好な耐久性を示して動力伝達を遮断(破断)せず、過大な伝達トルク量となった場合に遮断するようにするための設定が容易になる。

【0118】(14) 上流側プーリ部材17Aと下流側プーリ部材17Bとの間の動力伝達経路上には、ゴムダンパ17Nが設けられている。これによれば、誤差などによる上流側プーリ部材17Aと下流側プーリ部材17Bとの回転中心軸線のずれが吸収される。したがって、前記回転中心軸線のずれに起因してラジアルベアリング12A、軸受部68及びベアリング18等の軸受部材などに発生する応力を、ゴムダンパ17Nの変形によって低減することができる。この結果、圧縮機92の耐久性を向上させることが可能になる。

【0119】(15) ゴムダンパ17Nにより、下流側プーリ部材17B側から上流側プーリ部材17A側に伝達される前記回転振動(伝達トルク変動)の減衰が可能になる。この結果、前記伝達トルク変動に起因する車両エンジンEと回転軸16との間の共振が抑制される。

【0120】(16) 前記圧縮機構は、回転軸16の一回転あたりの冷媒吐出容量をほぼゼロとすることが可能な構成とされている。これによれば、回転軸16が回転駆動された状態であっても、前記冷媒吐出容量をほぼゼロとすることが可能になる。この結果、冷房が不要な場合などに、回転軸16を駆動するための負荷を極力ゼロに近づけることが可能になる。

【0121】(17) 本実施形態の制御弁43によれば、圧縮機本体Cの負荷トルクに大きな影響を与える、圧縮機本体Cの単位時間当たりの冷媒吐出量(冷媒流

量)が、直接的に外部から制御され得るようになる。また、例えば、前記冷媒流量を所定量以下に保つ制御を、冷媒流量センサ等を用いなくとも高精度でかつ応答性良く行うことができるようになる。

【0122】実施の形態は前記に限定されるものではなく、例えば、以下の様態としてもよい。

○ 前記実施形態において、ロータ83と連結部材86とがワンウェイクラッチ85を介さずに直接的に連結されていてよい。

10 【0123】○ 前記実施形態では、電力ケーブル84Aを、プーリ17及びワンウェイクラッチ66の前記ハウジングに対する対向側とは反対側に引き出すようにしたが、これに限定されない。例えば、プーリ17及びワンウェイクラッチ66に対して前記ハウジング側に引き出すようにしてもよい。

【0124】○ 前記実施形態では、ハウジング側支持部材81の貫通孔81Dが、長孔状に形成されたが、これに限定されない。例えば、基部81Aの後端に開口を有するとともに前記軸線方向に延びるように形成された切欠きを設けることでも、ハウジング側支持部材81の配置位置を回転軸16の前記軸線方向に調節することが可能となる。

【0125】○ 前記実施形態において、ハウジング側支持部材81は、その配置位置が回転軸16の軸線方向に調節可能となるように構成されていなくてもよい。

○ 前記実施形態では、ステータ側支持部材79とハウジング側支持部材81とが互いに着脱可能な構成とされたが、着脱不可能な構成、例えば、溶接などによる一体的な構成や前記両者が一体形成された構成となっていて

30 【0126】○ 前記実施形態において、前記支持部材は、回転軸16に支持されていなくてもよい。

○ 前記実施形態では、ワンウェイクラッチ(66、83)を、互いに一体化されたワンウェイクラッチ機構部67と軸受部68とで構成したが、互いに別体のワンウェイクラッチ機構部と軸受部とで構成してもよい。

【0127】○ 前記実施形態では、前記両動力断接手段を、ともにワンウェイクラッチとしたが、これに限定されない。例えば、前記両動力断接手段の一方をワンウェイクラッチとするとともに他方を電磁クラッチとしてもよく、両方を電磁クラッチとしてもよい。

【0128】○ 前記実施形態では、可破断部材を構成する焼結金属の疲労限度比 $\sigma_W/\sigma_B$ の値が0.5程度確保されるように設定されているが、これに限定されない。この場合、前記可破断部材に過大な前記伝達トルクが作用した場合に該可破断部材を破断させるための伝達トルク量の設定が可能な範囲であればよい。

【0129】○ 前記実施形態では、可破断部材を焼結金属によって形成したが、これに限定されない。例えば、低炭素鋼によって形成してもよい。低炭素鋼はその

疲労限度比 $\sigma_W/\sigma_B$ の値を或る程度高く(0.5程度)確保することが比較的容易である。そのため、通常の動力伝達状態において前記可破断部材に作用する繰返し応力に対しての耐久性を比較的高く確保するとともに、この耐久性と前記可破断部材を破断させるための伝達トルク量とのバランスを好適なものとするのが容易になる。したがって、前記可破断部材が通常の動力伝達状態における伝達トルク量では良好な耐久性を示して動力伝達を遮断(破断)せず、過大な伝達トルク量となった場合に遮断するようにするための設定が容易になる。

【0130】○ 前記実施形態では、可破断部材を金属によって形成したが、これに限定されない。この場合、自身に過大な前記伝達トルクが作用した場合に所定の伝達トルク量において破断可能な素材であれば、例えば、樹脂やセラミックなど、どのような素材を用いてもよい。

【0131】○ 前記実施形態では、動力伝達遮断手段を、可破断部材の破断により前記動力伝達を遮断する構成としたが、これに限定しなくてもよい。例えば、動力伝達経路における上流側の回転体と下流側の回転体との間の前記動力伝達経路上に、前記両回転体の少なくとも一方と係脱可能な状態で前記両回転体を作動連結する連結部材(動力伝達遮断手段)が設けられた構成としてもよい。

【0132】○ 前記実施形態において、プーリ17と回転軸16との間の伝達トルク量が過大となった場合に前記両者間の動力伝達経路を遮断可能な動力伝達遮断手段(動力伝達ピン17G)を設けたが、前記手段は設けられていなくてもよい。

【0133】○ 前記実施形態では、ゴム製の緩衝部材(ゴムダンパ)を利用したが、たとえば、エラストマ等を用いて形成したダンパを利用してもよい。

○ 前記実施形態において、プーリ17と回転軸16との間の動力伝達経路上には、緩衝部材(ゴムダンパなど)は、設けられていなくてもよい。

【0134】○ 前記実施形態において、ワンウェイクラッチを、外輪部69と内輪部70とをコロ74を利用したクサビ作用によって動力伝達的に断接する構成としたが、この構成に限定する必要はない。たとえば、プーリ17側(または電動モータ部77側)から回転軸16側への動力伝達を許容するとともに回転軸16側からプーリ17側(または電動モータ部77側)への動力伝達を抑止することが可能な構成であればどのような構成であってもよい。

【0135】○ 前記実施形態において、軸受部68は、互いに回転軸16の軸線方向に並ぶ複数列のボール71を有していてもよい。

○ 前記実施形態では、前記制御弁は、前記冷媒循環回路に設定された二つの圧力監視点間の圧力差を検出するとともに前記圧力差の変動を打ち消す側に前記冷媒吐出

容量が変更されるように弁体の位置変更を自律的に行う構成とされたが、これに限定されない。例えば、前記冷媒循環回路に設定された一つの圧力監視点の圧力に基づいて弁体の位置変更を行う構成とされていてもよい。また、例えば、外部からの指令によってのみ弁体の位置変更を行う構成とされていてもよい。

【0136】○ 前記実施形態では、前記制御弁は、外部からの制御によって、弁体の位置決め動作の基準が変更され得る構成とされたが、これに限定されない。例えば、外部からの制御が行われることなく自律的な弁体の位置決め動作のみを行う構成とされていてもよい。

【0137】○ 動力伝達機構PTは、圧縮機本体Cのような、片頭型のピストンに圧縮動作を行なわせる片側式の圧縮機ではなく、クランク室を挟んで前後両側に設けられたシリンダボアにおいて両頭型のピストンに圧縮動作を行なわせる両側式の圧縮機に設けられていてもよい。

【0138】○ 圧縮機本体Cを、カムプレート(斜板20)が回転軸16と一体回転する構成に代えて、カムプレートが回転軸に対して相対回転可能に支持されて揺動するタイプ、例えば、揺動(ワッフル)式圧縮機としてもよい。

【0139】○ 圧縮機本体Cは、回転軸16の一回転あたりの冷媒吐出容量をほぼゼロに変更可能な構成とされているが、ほぼゼロまでには変更できない構成であってもよい。

【0140】○ 圧縮機本体Cは、ピストン25のストロークが一定とされた固定容量タイプであってもよい。○ 前記実施形態において、ピストンが往復動を行うピストン式圧縮機の適用例を示したが、スクロール型圧縮機等の回転型圧縮機に適用してもよい。

【0141】○ 前記実施形態において、前記回転体として、プーリ以外にも、スプロケットやギヤ等を適用してもよい。

○ 前記実施形態において、圧縮機の適用例を示したが、外部駆動源からの動力と、自身の備えた電動モータ部の動力とによって回転軸を駆動させる構成の車両用回転機械であれば、どのようなものに適用してもよい。たとえば、パワーステアリング用の油圧ポンプに適用してもよい。

【0142】○ 電動モータ部を備えず、外部駆動源からの動力のみによって駆動される構成の車両用回転機械においては、回転体と回転軸との間の動力伝達経路上に配設される動力断接手段を、環状のスペーサに置き換えることで、動力伝達機構の構造を簡単にすることが可能になる。例えば、圧縮機92から電動モータ部77、ワンウェイクラッチ85及び連結部材86を取り外した状態の圧縮機においては、ワンウェイクラッチ66を前記スペーサに置き換えることで圧縮機(詳細には動力伝達機構)の構造を簡単にすることが可能になる。この場合

においても、前記電動モータ部が組み付けられた状態の車両用回転機械と、前記電動モータ部が組み付けられていない状態の車両用回転機械との間で、前記回転体等（例えばプーリ17やベアリング18）の部品の共用が可能になる。

【0143】

【発明の効果】以上詳述したように、請求項1～13に記載の発明によれば、車両用回転機械において、車両用回転機械本体に対して電動モータ部を組み付ける作業が簡単になるようにすることでコストダウンを図ることが可能であるとともに、回転軸の軸線方向についての小型化が容易になる。

【図面の簡単な説明】

【図1】一実施形態の圧縮機の概要を示す模式断面図。

【図2】同じく車両エンジン及び各種補機の概要を示す模式正面図。

【図3】同じく制御弁の概要を示す模式断面図。

【図4】同じく動力伝達機構の概要を示す模式拡大断面図。

【図5】同じくハウジング側支持部材の概要を示す斜視

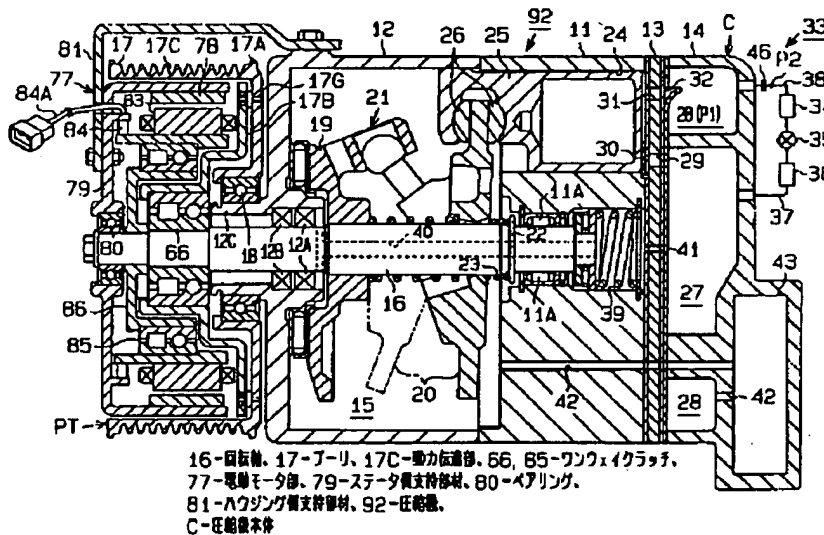
図。

【図6】同じくワンウェイクラッチ機構部を示す模式部分拡大断面図。

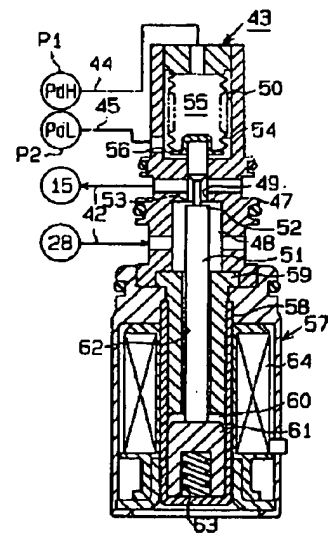
【符号の説明】

11…シリンダブロック、12…フロントハウジング、13…弁形成体、14…リヤハウジング（11、12、13及び14は圧縮機本体のハウジングを構成する）、16…回転軸、17…回転体としてのプーリ、17C…動力伝達部、17G…動力伝達遮断手段としての動力伝達ピン、17N…緩衝部材としてのゴムダンパ、19…ラグプレート、20…斜板、21…ヒンジ機構、24…シリンダボア、25…ピストン、26…シュー（16、19、20、21、24、25及び26は、機構部としての圧縮機構を構成する）、66、85…動力断接手段としてのワンウェイクラッチ、77…電動モータ部、79…ステータ側支持部材、80…ベアリング、81…ハウジング側支持部材、81D…貫通孔、84A…電力ケーブル、92…車両用回転機械としての圧縮機、C…車両用回転機械本体としての圧縮機本体、E…外部駆動源としての車両エンジン。

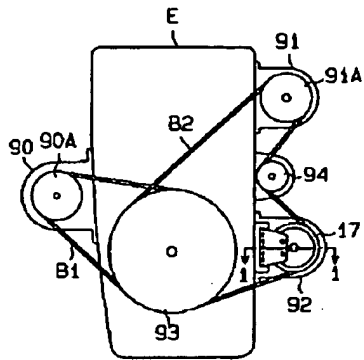
【図1】



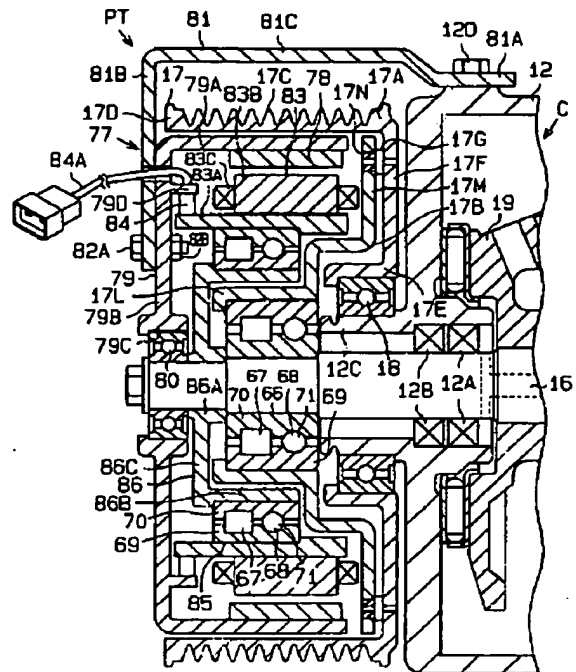
【図3】



【図2】

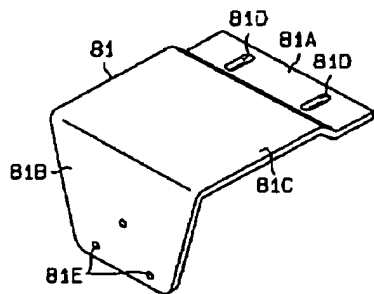


【図4】



16-基板部、17-ブリー、17C-動力伝達部、17G-動力伝達ピン、  
17N-ゴムダンパ、66、85-ワンウェイクラッチ、  
77-電動モータ部、79-ステータ側支持部材、80-ベアリング、  
81-ハウジング側支持部材、84A-動力ケーブル

【図5】



【図6】

